

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Uložení hnacího a hnaného kola podvozku skládkového
stroje

Bearings of Driving and Driven Gear od Stockyard
Machine

Student: Kamil Valchář

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.9.2009

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. 9. 2009

.....

Kamil Valchář

J. Opletala 970

738 02 Frýdek-Místek

Anotace bakalářské práce

VALCHÁŘ, K. *Uložení hnacího a hnaného kola podvozku skládkového stroje*. Ostrava: katedra Konstrukce strojů a zařízení, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 52s. Bakalářská práce, vedoucí Fries, J.

Předkládaná práce se zabývá analýzou všech podvozků skládkového stroje. V úvodní kapitole se seznámíme s významem a základním rozdělením skládkových strojů.

Cílem práce je ověření stávajících komponent (ložiska, hřídele) a navržení ložisek s vyšší trvanlivostí. Dále pak navržení utěšňovacích víček. Na základě těchto zadání byla vypracována technická dokumentace a příslušný text.

Annotation of Thesis

VALCHÁŘ, K. *Bearings of Driving Gear of Stockyard Machine*. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 52p. Thesis, head Fries, J.

The presenting thesis is concerned with analysis of all types of stockyard machine's undercars. In the preamble you will be introduced into meaning and basic separation of these stockyard machines.

The sense of this thesis is in examination of current components (bearings, shafts) and in designing of these bearings with higher durability. The next one is in design of the sealing caps. On the basis of these submissions was worked out this technical documentation and corresponding text.

Obsah:

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ:	7
1. ÚVOD	9
2. SKLÁDKOVÉ STROJE	10
2.1 ÚČELY SKLADOVÁNÍ:	10
2.2 PODMÍNKY SKLADOVÁNÍ SYPKÝCH MATERIÁLŮ:	10
2.3 METODY SKLADOVÁNÍ HROMAD:	10
2.4 NABĚRAČE	13
3. PRVOTNÍ ZÁKLADNÍ VÝPOČTY:	16
3.1 VÝPOČET OTÁČEK:	17
3.2 VÝPOČET PŮSOBÍCÍCH SIL:	17
4. STANOVENÍ LOŽISKA:	19
4.1 OVĚŘENÍ STARÉHO LOŽISKA	19
4.2 VÝPOČET LOŽISKA PRO ZADANOU TRVANLIVOST 200 000 HODIN: ...	20
5. PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELÍ:	24
5.1 VLASTNOSTI OCELÍ HŘÍDELÍ:	24
5.2 KONTROLA HNANÉ HŘÍDELE:	27
5.3 KONTROLA HNACÍ HŘÍDELE:	34
6. NÁVRH TĚSNÍCÍCH VÍČEK:	44
6.1 ROZMĚROVÝ OBVOD NEPRŮCHOZÍHO VÍČKA:	44
6.2 ROZMĚROVÝ OBVOD PRŮCHOZÍHO VÍČKA	47
7. ZHODNOCENÍ:	49
8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	50
9. PŘÍLOHY:	51

Seznam použitého značení:

α_o	součinitel kontcentrace napětí konst. vrubu v ohybu	[-]
α_τ	součinitel kontcentrace napětí konst. vrubu v krutu	[-]
C	dynamická únosnost	[N]
C0	statická únosnost	[N]
Fa	axiální síla	[N]
Fr	radiální síla	[N]
g	hmotnost ložiska	[kg]
ks	součinitel bezpečnosti	[-]
L	trvanlivost ložiska	[hod]
L10	trvanlivost ložiska	[mil. ot]
m	hmotnost	[kg]
Mo	ohybový moment	[Nm]
nmax	referenční otáčky	[ot/min]
nn	pracovní otáčky	[ot/min]
np	přemísťovací otáčky	[ot/min]
nr	mezní otáčky	[ot/min]
NR	ztrátový výkon	[W]
o	obvod kola	[m]
π	Ludolfovo číslo	[-]
P	dynamické zatížení	[N]
P0	statické zatížení	[N]
r	poloměr kola	[m]
Rax	reakce	[N]
Ray	reakce	[N]
Rby	reakce	[N]
Remin	mez kluzu	[Mpa]
Rm	mez pevnosti	[Mpa]
s0	součinitel statické bezpečnosti	[-]
σ_o	napětí v ohybu	[Mpa]
σ_{RED}	redukované napětí	[Mpa]
τ	napětí v krutu	[Mpa]
vn	pracovní rychlost	[m/min]
vp	přemísťovací rychlost	[m/min]
Wk	odporový modul průřezu v krutu	[mm ³]
Wo	odporový modul průřezu v ohybu	[mm ³]

Y1

ložisková konstanta SKF

[-]

1. Úvod

Cílem této práce je v úvodu teoretické části nás seznámit se skládkovými stroji přiblížit nám jejich metody skladování, účely a podmínky skladování. Dále jejich hlavní rozdělení. To vše s krátkým zhodnocením jednotlivých bodů.

V dnešní době se dbá hodně na bezpečnost a vhodné dimenzování v poměru s finančními prostředky. V této práci to byl také jeden z cílů.

Další část se pak zabývá základní úvahou jaké síly a v jakých poměrech působí na podvozky bočního shrnovače.

Následuje ověření a výpočet ložisek pro podvozky, s tím spojená pevnostní kontrola hřídele.

Konečná fáze zahrnuje návrh utěšňovacích víček hnané hřídele.

Výsledná práce by měla být podle všech platných norem s příslušným textem a výkresovou dokumentací.

2. Skládkové stroje

2.1 Účely skladování:

- a) Srovnání rozdílností dodávky a spotřeby materiálu v závodech
- b) Vytváření zásob pro případ nedostatku suroviny
- c) Plynulý přísun materiálu do závodů
- d) Smíchání a zprůměrnění chemických a fyzikálních vlastností jednoho prvku
- e) Zvládnutí všech operací týkajících se přepravy a překládání materiálu

2.2 Podmínky skladování sypkých materiálů:

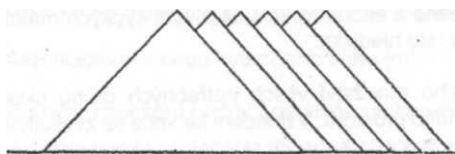
- a) Uložení co největšího množství skladovaného materiálu. Díky fušujícím se požadavkům dnešní doby i větší kapacita a vyšší výkony skládkových strojů.
- b) Musí být brány v úvahu vlastnosti sypkých materiálů jako je sypný úhel, rypný odpor materiálu, lepivost, sklon segregací k hrubým frakcím, obrazivost,...
- c) Stavební i technologické zařízení musí splňovat na něj kladené požadavky jako je velká spolehlivost, životnost, ale přitom dostatečná bezpečnost.
- d) Musí se taky posoudit jaký materiál má být skladován jestli snese venkovní skládku nebo musí být krytý.
- e) Musí se také respektovat normy, bezpečnost a životní prostředí. U krytých skládek se také posuzuje jejich architektura vůči krajině

2.3 Metody skladování hromad:

1. Podélné skládky:

- a) *Metoda „Cone – Shell“*

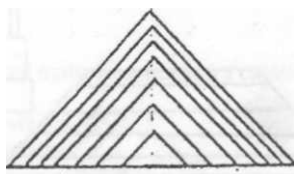
- také metoda kuželových vrstev. Nejdříve je pod přirozeným sypným úhlem materiálu založen první kužel do plné výšky hromady a pak jsou k němu přisypávány postupně jednotlivé kuželové vrstvy. Z hlediska stupně účinnosti není tato metoda vhodná pro jakýkoli odběr navíc při velké pádové výšce u sypkých materiálů vzniká velká prašnost.



Metoda CONE-SHELL [1]

b) Metoda „Chevron“

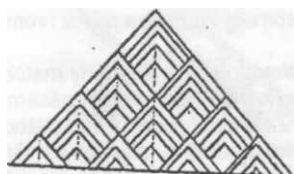
- také metoda trojúhelníkových vrstev. Na hromadu s podstavou trojúhelníka je oboustranně přisypáván pod přirozeným sypným úhlem materiál do lichoběžníkových vrstev až do plné výšky hromady. Taky při této metodě dochází k segregaci hrubých frakcí materiálu a to vespod a na okrajích hromady, ovšem na rozdíl od Cone – Shell lze dosáhnout volbou správného odběru téměř vyloučení segregace.



Metoda CHEVRON [1]

c) Metoda „Windrow“

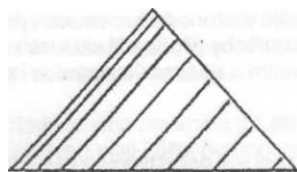
- také metoda kosočtvercových vrstev. Tato metoda používá metodu Chevron k založení hromady po celé své délce do trojúhelníků. Mezi tyto jsou dále pod přirozeným sypným úhlem přisypávány další až do plné výšky. Segregace hrubých částí je u tohoto způsobu potlačena výložníkem s dopravním pásem, který je otočný a sklopný.



Metoda WINDROW [1]

d) *Metoda „Strata“*

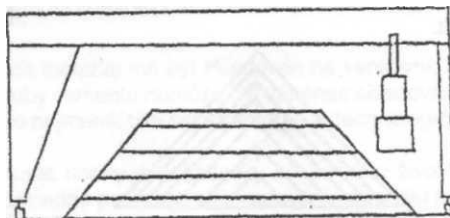
- po celém dně hromady je trojúhelníková podstava. Na tuto jsou přisypávány jednostranně lichoběžníkové vrstvy. Je zakládána se shazovacím vozem, jehož výložník s dopravním pásem musí být otočný a sklopný. Ze všech uvedených metod má největší počet vrstev, proto je účinnost odběru nejvyšší.



Metoda STRATA [1]

e) *Metoda „Quincunx“*

- základna hromady je po celé délce z lichoběžníkových vrstev, tyto jsou zakládány jedna po druhé až do plné výšky hromady. Hromada je zakládána shazovacím vozem s teleskopickou výsypkou, který pojíždí nad pásem v konstrukci mostu. Při tomto způsobu zakládání nedochází k segregaci materiálu. Materiál padá z velké výšky a tak způsobuje prašnost a dodržování materiálu. Má ale vysoký stupeň účinnosti. Kvůli velkým rozměrům se hodí spíše pro venkovní používání.



Metoda QUINCUNX [1]

2. Kruhové skládky:

- průřez těchto skládek je lichoběžníkový

a) K zakládání těchto skládek používáme metody „Cone - Shell“ nebo „Chevron“ ovšem jejich zakládání musí být výložníkem s dopravním pásem, který je otočný o 360° kolem centrálního sloupku a je sklopný. Vlastnosti hromad jsou stejné jako metody, kterými jsou založeny. Zakládání metodou „Windrow“ je díky komplikovanosti nepoužíváno.

b) Metoda „Chevcon“ – hromada je zakládána výložníkem s dopravním pásem, který musí být sklopný a otočný o 360°. I zde dochází k segregaci materiálu, ovšem dá se eliminovat vhodným odběrem. Pádová výška je malá a tak odpadá prašnost a drcení materiálu. Může být používána i pro podélné skládky.

2.4 Naběrače

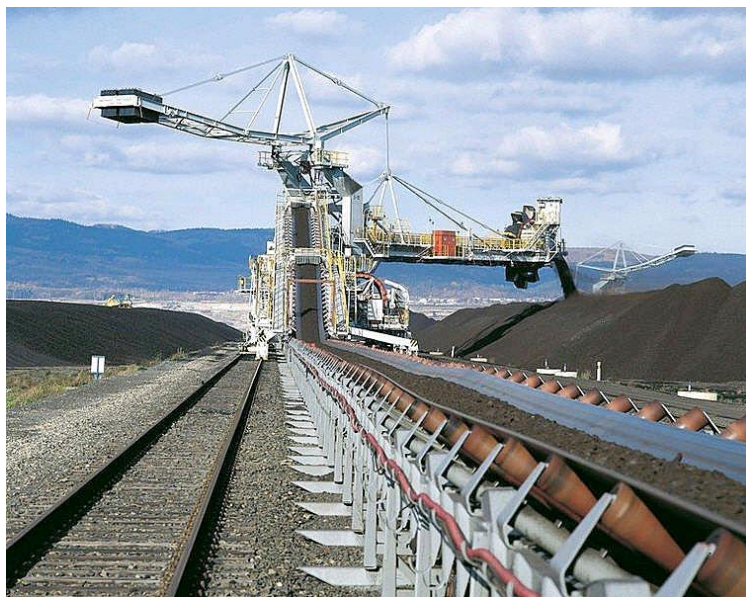
Čelní naběrače :

- a) Kolesový naběrač
- b) Kolesový mostový naběrač
- c) Barelový naběrač
- d) Mostový shrnovač

Boční naběrače :

a) Kolesový výložníkový naběrač:

- materiál se v horní části hromady začíná nabírat korečky otáčejícího se kola, pak se předává na výložníkový pás a odtud na odsunový skládkový pás. Přitom se kolesový výložník neustále otáčí. V krajních polohách, při výběhu kola z hromady, je pojezdem naběrače zabrána nová tříska. Po odebrání lávky, po celé délce hromady, je na jejím okraji kolesový výložník spuštěn o výšku lávky do nižší polohy a otáčením kolesového výložníku a kola je odebírána první tříska z nové lávky. Tento postup se opakuje až do vybrání celé hromady. Naběrač může pojíždět po kolejnicích nebo na housenicovém podvozku. Stupeň účinnosti homogenizace je u tohoto způsobu odběru zanedbatelný a proto jsou tyto naběrače určeny pro venkovní skládky, bez požadavků na homogenizaci



Obr. Kolesového výložníkového naběrače [9]

b) Boční shrnovač

- hřebel shrnovacího řetězu dopravují materiál na odsunový pás, umístěný pod přepadovou hranou skládky, při plynulém pojezdu shrnovače. V krajních polohách je vodič spouštěn do záběru a je odebírána další tříška. Tento postup se opakuje až do úplného celé hromady. Při vhodně zvoleném způsobu zakládání můžeme docílit dobré homogenizace. Tímto shrnovačem lze realizovat i čelní odběr a to metodou „Pilgrim step“. Tím může být u vhodně založené hromady dosaženo o něco vyššího stupně účinnosti homogenizace než u čistě bočního odběru, při současném omezení vlivu segregace.



Obr. Bočního naběrače N35 [4]

c) *Poloportálový shrnovač:*

- od bočního shrnovače se liší pouze nosnou konstrukcí a umístěním kolejnic pro pojezd v různé úrovni po obou stranách hromady, což může být v některých případech výhodné. Pro tento typ shrnovače platí totéž co v bodě b). Rozpětí poloportálů je úměrné délce vodiče shrnovacího řetězu.



Obr. Poloportálového shrnovače [7]

d) *Portálový shrnovač:*

- kolejnice pro pojezd portálu jsou umístěny v úrovni terénu po obou stranách hromady. Shrnovací řetěz bývá pro větší výkony dvojitý a pro větší šířky hromady bývá vybaven ještě pomocným shrnovacím řetězem, často také dvojitým, umístěným na opačném konci portálu, než je odsunový pás. Jeho úkolem je dopravovat materiál ke špičce hlavního shrnovacího řetězu.



Obr. Portálového shrnovače [8]

e) Portálový korečkový naběrač:

- materiál je z hromady nabírán korečky, předáván na dopravní pás uložený v mostu naběrače a dále na odsunový skládkový pás umístěný podél hromady. Přitom portál plynule pojíždí po kolejnicích, umístění podél obou stran hromady. Tento naběrač je určen pro venkovní skládky a ve spolupráci s portálovým zakladačem dosahuje výborných výsledků homogenizace.



Obr. Portálového korečkového naběrače N2000 [6]

3. Prvotní základní výpočty:

3.1 Výpočet otáček:

Obvod kola:

$$o = 2 \cdot \pi \cdot r$$

$$o = 2 \cdot \pi \cdot 0,315$$

$$o = 1,978 \text{ m}$$

Přepočet posuvu na otáčky:

a) Skládkový stroj při práci:

$$v_n = 3 \text{ m/min}$$

$$n_n = \frac{v_n}{o} = \frac{3}{1,978} = 1,517 \text{ ot / min}$$

b) Skládkový stroj při přesunu:

$$v_p = 12 \text{ m/min}$$

$$n_p = \frac{v_p}{o} = \frac{12}{1,978} = 6,067 \text{ ot / min}$$

3.2 Výpočet působících sil:

Celková váha 62 tun. Vrchní kolo je zatíženo silou F_1 , kterou bereme jen 20%, protože je zatíženo jen minimálně. Zbýlých 80% působí na spodní dvojici pojezdových kol, které rozdělíme v poměru 2/3 na kolo s pohonem je zde větší váha od motoru, převodovky a spojky a 1/3 na hnané kolo. A každé kolo působí axiální síla

Celkem.....62 000kg

Horní větev.....13 600kg

Spodní větev.....36 266kg.....hnací část
18 234kg.....hnaná část

Horní větev:

$$F_{r1} = m \cdot g$$

$$F_{r1} = 13600 \cdot 9,81$$

$$F_{r1} = 133\,416\,N$$

$$F_{a1} = 0,15 \cdot F_{r1}$$

$$F_{a1} = 0,15 \cdot 133416$$

$$F_{a1} = 200\,113\,N$$

Spodní větev:

$$F_{r2} = m_2 \cdot g$$

$$F_{r2} = 18134 \cdot 9,81$$

$$F_{r2} = 177\,895\,N$$

$$F_{a2} = 0,15 \cdot F_{r2}$$

$$F_{a2} = 0,15 \cdot 177\,895$$

$$F_{a2} = 26\,685\,N$$

$$F_{r3} = m_3 \cdot g$$

$$F_{r3} = 36\,266 \cdot 9,81$$

$$F_{r3} = 355\,770\,N$$

$$F_{a3} = 0,15 \cdot F_{r3}$$

$$F_{a3} = 0,15 \cdot 355\,770$$

$$F_{a1} = 53\,366\,N$$

Z výpočtů jasně vyplývá jak už jsme si dříve stanovili největší zatížení je v místě 3 a proto všechny další výpočty budou prováděny pro toto nejvíce zatížené místo.

4. Stanovení ložiska:

4.1 Ověření starého ložiska

Po rozdělení zatížení na jednotlivé segmenty určíme reakce na ložisko u hnacího podvozku. Zjistíme, která z nich je větší a s tou budeme počítat při výpočtu dynamického zatížení.

$$R_{by} = 187\,945\,N$$

$$R_{ax} = 53\,366\,N$$

$$\frac{R_{ax}}{R_{ay}} = \frac{53\,366}{187\,945} = 0,28$$

Poměr axiální a radiální síly na ložisko e je podle tabulek SKF pro ložisko 0,37. Proto volíme zatížení s konstantou $Y_1=1,8$ a používáme tedy vzorec:

$$P = R_{ay} + Y_1 \cdot R_{ax}$$

$$P = 187\,945 + 1,8 \cdot 53\,366$$

$$P = 287\,791\,N$$

Po výpočtu dynamického zatížení ho dosadíme do vzorce pro výpočet trvanlivosti a ověříme zda stávající ložisko vydrží.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L_{10} = \left(\frac{850\,000}{287\,791} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 37\,mil.\,ot$$

Většinou se počítá pro 1 000 000 otáček a při kontrolním výpočtu se potvrdilo, že stávající ložisko vydrží, co víc je předimenzováno.

4.2 Výpočet ložiska pro zadanou trvanlivost 200 000 hodin:

Určíme dynamickou únosnost a poté v katalogu dohledáme nejbližší vyšší hodnotu.

$$C = P \cdot \left[\frac{L \cdot n}{10^6} \right]^{\frac{1}{p}}$$

$$C = 287\,791 \cdot \left[\frac{200\,000 \cdot 6,1}{10^6} \right]^{\frac{3}{10}}$$

$$C = 610\,117\,N \leq 1\,020\,000\,N$$

Zkouškou si ověříme zda ložisko opravdu vydrží 200 000 hodin provozu

$$L = \frac{16\,667}{n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$L = \frac{16\,667}{6,1} \cdot \left(\frac{1\,020\,000}{287\,791} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L = 186\,476\,hod$$

I když kontrola nepotvrdila, že životnost je 200 000 hodin volím toto ložisko. Důvody jsou hned dva:

Otáčky uváděné v kontrole jsou používány jen z 5% a to k přesunu stroje

Při výpočtu zatížení jsem volil axiální sílu mírně předimenzovanou (15% z radiální síly)

Proto volím ložiska 24 130 CC/C3 W33 a na zbylé dvě méně zatížené kola ložiska o třídu nižší tzn. 23 130 CC/C3 W33.

Když si porovnáme ruční výpočet s výpočtem v programu MITCalc je vidět, že program volil stejné ložisko a můžeme tedy s klidem říci, že navržené ložiska vydrží zatížení.

Parametry ložisek:

Ložisko soudečkové dvouřadé



Soudečková ložiska jsou ze své podstaty naklápěcí a velmi odolná. Díky dvěma řadám soudečků přenášejí velká zatížení. SKF svůj vynález průběžně zdokonalovala, takže současná nabídka obsahuje nejrozličnější velikosti rozměrové řady ISO i speciální provedení pro vibrační síta a podobné aplikace.

Obr. soudečkového ložiska [3]

V poslední době se nabídka rozšířila o řadu utěsněných soudečkových ložisek. Dělená soudečková ložiska zpravidla vycházejí z konstrukce standardních ložisek. Soudečková ložiska se skládají z jedné nebo dvou řad soudečků.

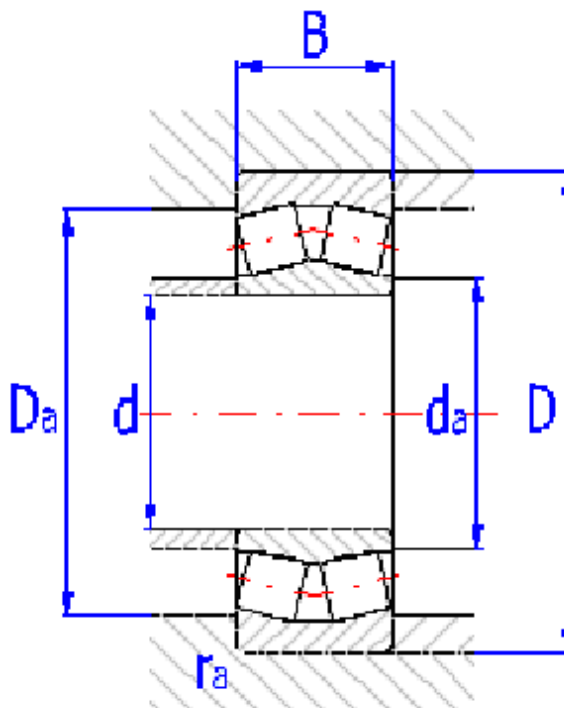
Díky této konstrukci soudečková ložiska umožňují vzájemné naklápění svých kroužků a tím vyrovnávají nesouosost hřídele k tělesu.

Ložiska použité na hnané podvozky horní a dolní větve:

23 130 CC/C3 W33

- obrázek i hodnoty jsou z programu MITCalc 1.50

d [mm]	150
D [mm]	250
B [mm]	80
r_{amax} [mm]	2
D_{amax} [mm]	238
d_{amin} [mm]	162
d_{amax} [mm]	163



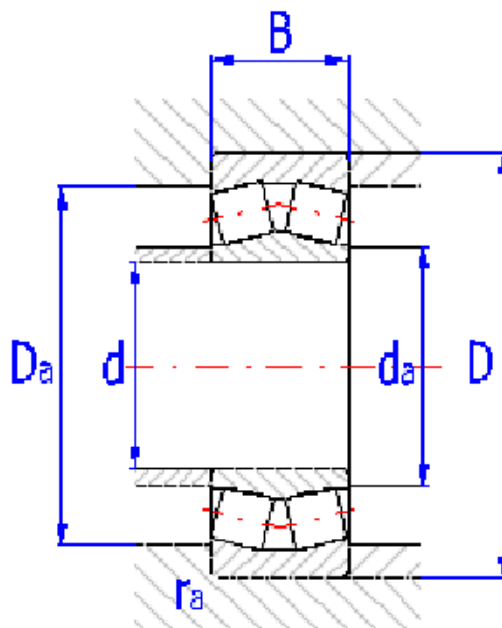
Základní dynamická únosnost	P [N]	830 000
Základní statická únosnost	C₀ [N]	830 000
Referenční otáčky	n_{max} [/min]	2000
Mezní otáčky	n_r [/min]	2600
Váha ložiska	g [kg]	16

Ložiska použité v dolní hnací větvi:

24 130 CC/C3 W33

- obrázek i hodnoty jsou z programu MITCalc 1.50

d [mm]	150
D [mm]	250
B [mm]	100
r_{amax} [mm]	2
D_{amax} [mm]	238
d_{amin} [mm]	162
d_{amax} [mm]	163



Základní dynamická únosnost	P [N]	1 020 000
Dynamické ekvivalentní zatížení	C [N]	225 913,4
Základní trvanlivost	L_{10h} [h]	415 636
Základní statická únosnost	C₀ [N]	1 530 000
Statické ekvivalentní zatížení	P₀ [N]	225 913,4
Součinitel statické bezpečnosti	s₀ [-]	6,77
Referenční otáčky	n_r [/min]	1500
Mezní otáčky	n_{max} [/min]	2200
Ztrátový výkon	N_R [W]	19,48
Váha ložiska	g [kg]	20

5. Pevnostní kontrola hřídelí:

5.1 Vlastnosti ocelí hřídelí:

a) Ocel hnací hřídele:

Ocel :

- 42CrMo4 (ČSN 15 142)

Druh oceli:

- nízkolegovaná ušlechtilá chrom - molybdenová ocel k zušlechťování

Použití:

- ocel s vyšší prokalitelností pro výše namáhané strojní díly. Po zakalení dosahuje tvrdosti přibližně 58 HRC. Do průměru 100 mm lze po zušlechťování docílit pevností nad 1000 MPa při ještě dostatečné houževnatosti. Není náchylná k popouštěcí křehkosti. Kalí se do méně razantního kalicího prostředí, poněvadž je náchylná ke vzniku kalicích trhlin v místech s vrubovým účinkem nebo povrchových vad. V kaleném stavu dobře odolává opotřebení. Patří k nejčastěji používané oceli k zušlechťování.

Důležité hodnoty pro výpočet:

R_{emin} mez kluzu500MPa

R_mmez pevnosti....850MPa

b) Ocel hnané hřídele:

Ocel :

- ČSN 11 600

Použití:

- konstrukční ocel, tavná svařitelnost obtížná. Strojní součásti namáhané staticky i dynamicky. Kované a lisované součásti vystavené velkému tlaku (klíny, čepy, pastorky, šneky, hřídele,...)

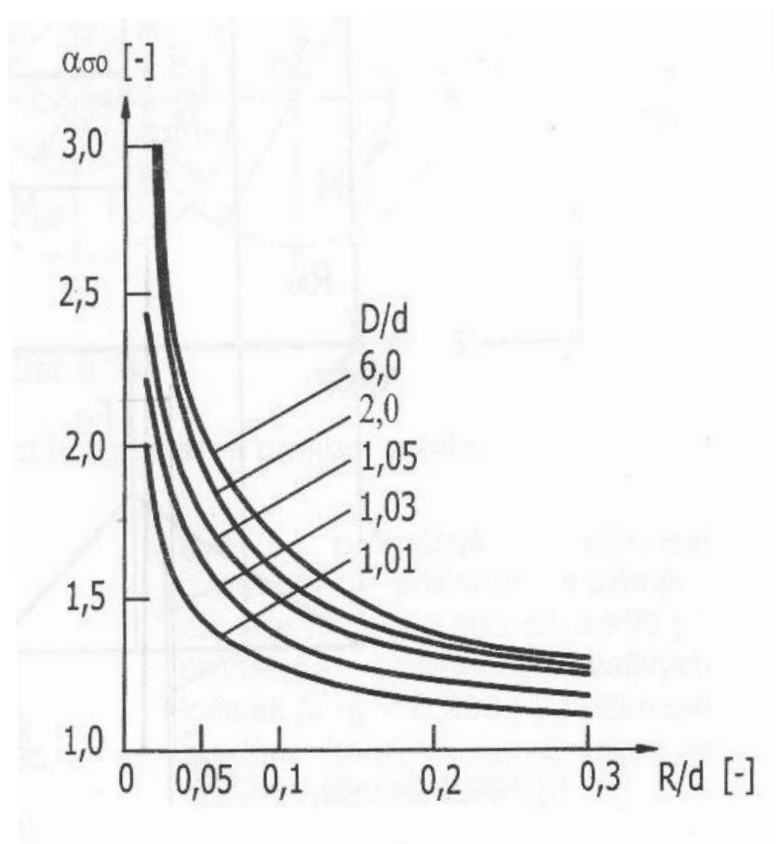
Důležité hodnoty pro výpočet:

R_{emin} mez kluzu295MPa

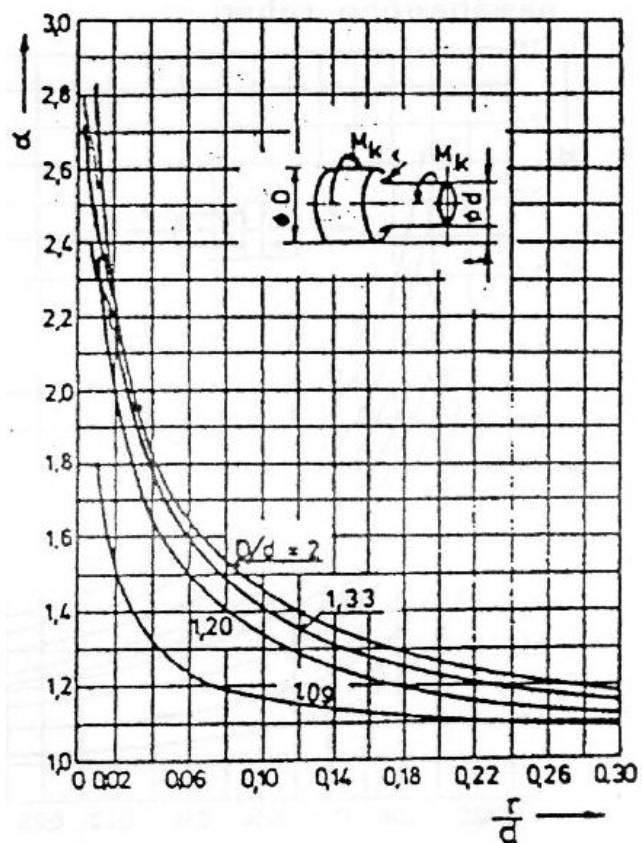
R_mmez pevnosti....600MPa

Grafy pro určení součinitele koncentrace napětí:

Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu v ohybu [2]

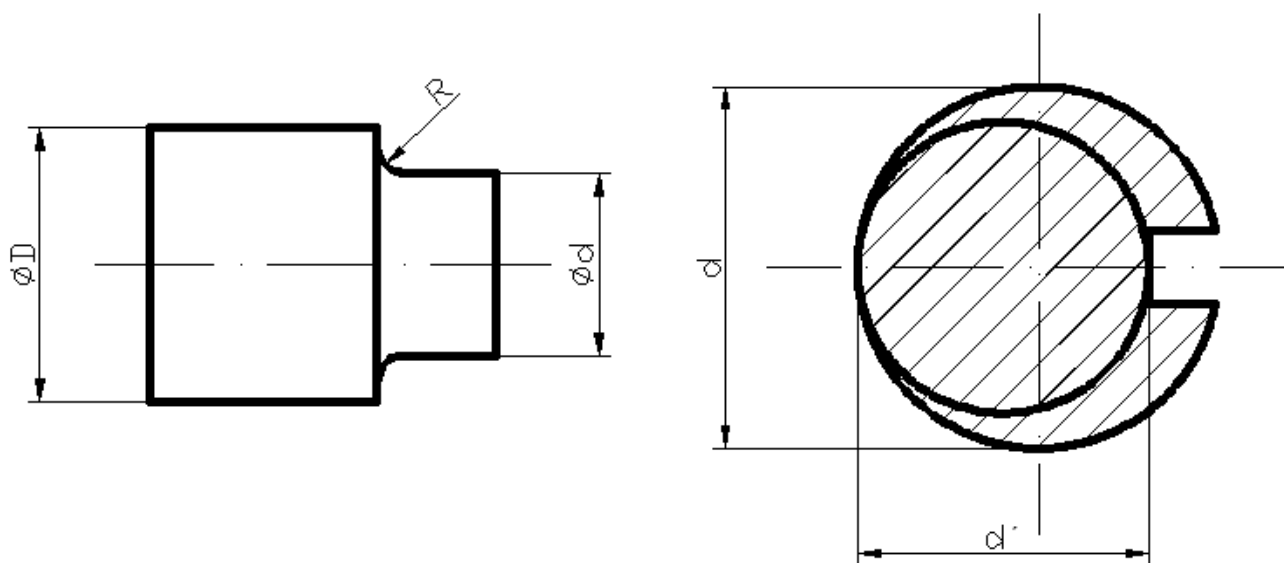


Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu v krutu

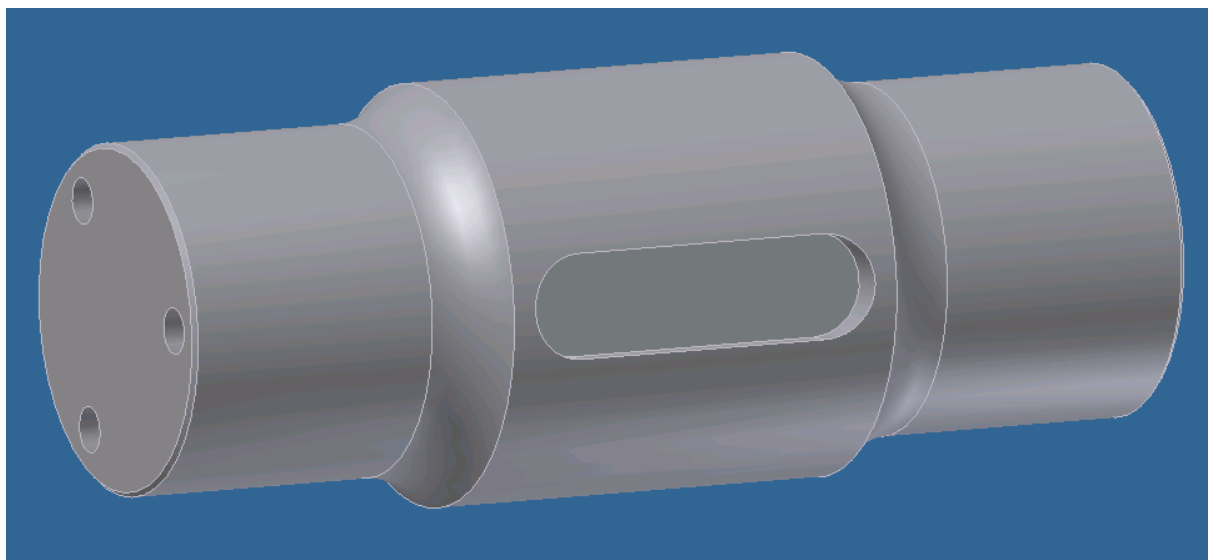


U obou hřídelí počítáme s tím, že axiální sílu plně pohltí ložisko takže na hřídeli se neprojeví tlak (tah) a počítáme klasické namáhání na krut a ohyb.

Obrázky se zakótovanými rozměry používané ve výpočtech:

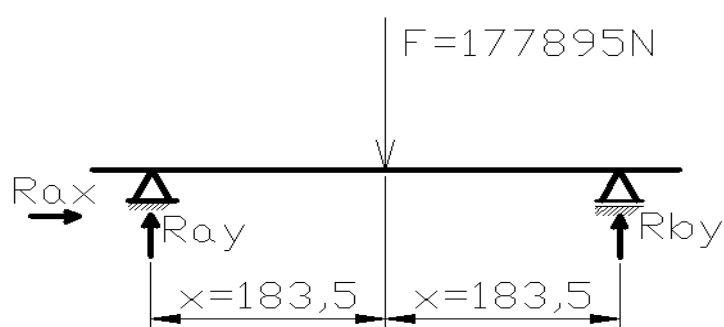


5.2 Kontrola hnané hřídele:



- hřídele byly vymodelovány v programu *Inventor Professional 2009* od firmy Autodesk

Určení reakcí na hřídeli:



$$\sum F_x = 0$$

$$R_{ax} = 26\,685\text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - F = 0 \Rightarrow R_{ay} = R_{by} = \frac{F}{2} = \frac{177\,895}{2} = 89\,477,5\text{ N}$$

Síla působí přesně uprostřed hřídele a tak je každá reakce polovina síly a rovnají se.

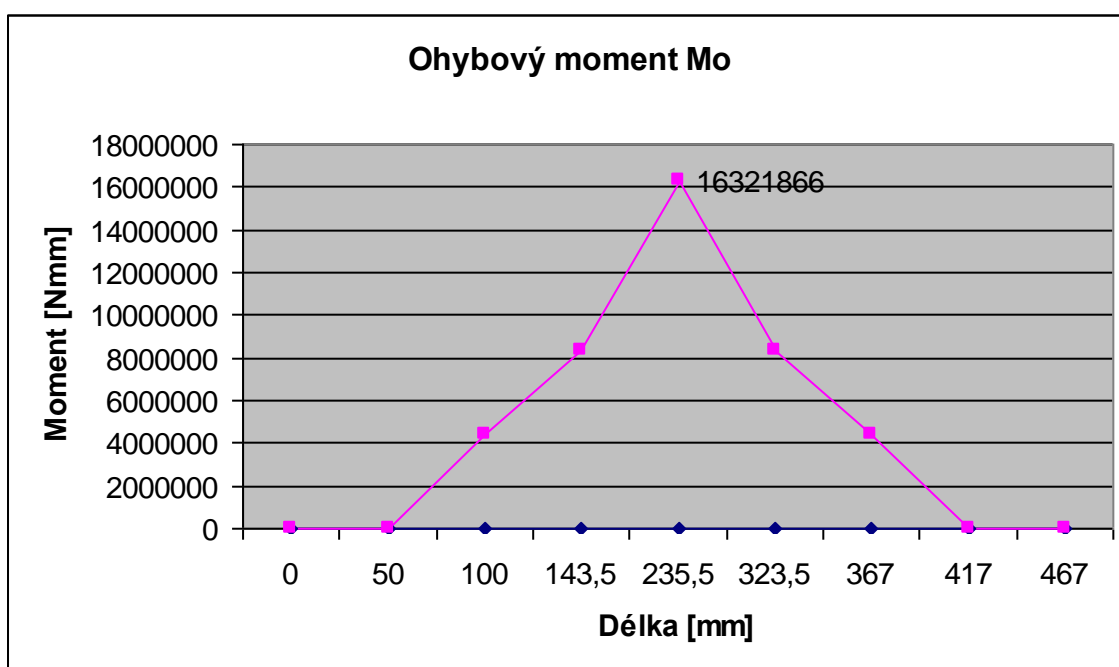
Reakce pro hnací hřídel:

$$R_{ax} = 26\,685\,N$$

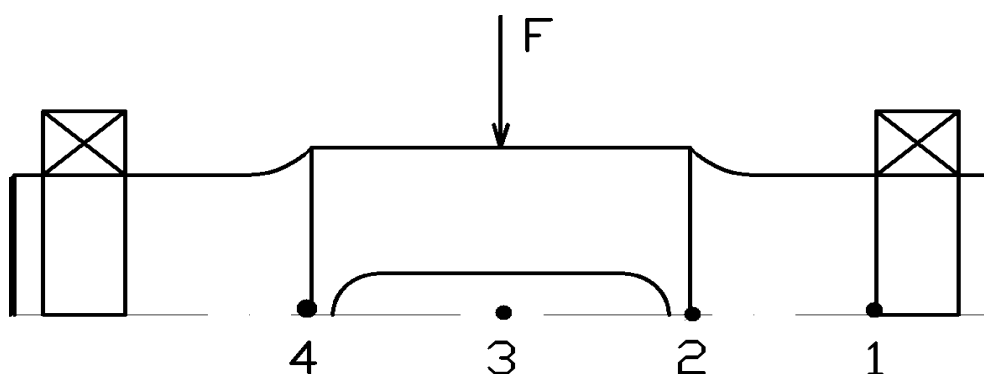
$$R_{ay} = 89\,477,5\,N$$

$$R_{by} = 89\,477,5\,N$$

Průběh ohybového momentu hnané hřídele:



Kontrola kritických míst na hnané hřídeli:



1. Kritické místo:

Ohybový moment pro kritické místo 1:

$$Mo_1 = R_{By} \cdot 0,05$$

$$Mo_1 = 88\,947,5 \cdot 0,05$$

$$Mo_1 = 4447,375 \text{ Nm}$$

Napětí v ohybu pro místo 1:

$$\sigma_{o_1} = \frac{Mo_1}{Wo_1}$$

$$\sigma_{o_1} = \frac{Mo_1}{\frac{\pi}{32} \cdot d_1^3}$$

$$\sigma_{o_1} = \frac{4\,447\,375}{\frac{\pi}{32} \cdot 150^3}$$

$$\sigma_{o_1} = 13,422 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 1:

$$ks_1 = \frac{Re}{\sigma_{o_1}}$$

$$ks_1 = \frac{295}{13,422}$$

$$ks_1 = 21,9 \geq 1,5$$



2. Kritické místo:

Ohybový moment pro kritické místo 2:

$$Mo_2 = R_{By} \cdot 0,0935$$

$$Mo_2 = 88\,947,5 \cdot 0,0935$$

$$Mo_2 = 8\,316,591 \text{ Nm}$$

Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu pro kritické místo 2

$$\frac{R}{d} = \frac{40}{150} = 0,267$$

$$\Rightarrow \alpha_{o9} = 1,4$$

$$\frac{D}{d} = \frac{180}{150} = 1,2$$

Napětí v ohybu pro místo 2:

$$\sigma_o_2 = \frac{Mo_2}{Wo_2}$$

$$\sigma_o_2 = \frac{Mo_2}{\frac{\pi}{32} \cdot d_2^3}$$

$$\sigma_o_2 = \frac{8\,316\,591}{\frac{\pi}{32} \cdot 150^3}$$

$$\sigma_o_2 = 25,1 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 2:

$$ks_2 = \frac{Re}{\sigma_o_2 \cdot \alpha_{o2}}$$

$$ks_2 = \frac{295}{25,1 \cdot 1,4}$$

$$ks_2 = 8,39 \geq 1,5$$



3. Kritické místo:

Ohybový moment pro kritické místo 3:

$$Mo_3 = R_{By} \cdot 0,184$$

$$Mo_3 = 88\,947,5 \cdot 0,1835$$

$$Mo_3 = 16\,321,866 \text{ Nm}$$

Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu pro kritické místo 3:

$$\alpha_{\tau 3} = 2 + 0,05 \cdot \frac{b}{\rho}$$

$$\alpha_{\tau 3} = 2 + 0,05 \cdot \frac{45}{1,6}$$

$$\alpha_{\tau 3} = 3,406$$

$$\alpha_{\sigma 3} = 1,8 \dots \dots \text{volím}$$

Napětí v ohybu pro místo 3:

$$\sigma_3 = \frac{Mo_3}{Wo_3}$$

$$\sigma_3 = \frac{Mo_3}{\frac{\pi}{32} \cdot d_8'^3}$$

$$\sigma_3 = \frac{16\,321\,866}{\frac{\pi}{32} \cdot 164,7^3}$$

$$\sigma_3 = 36,21 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu pro kritické místo 3:

$$\tau_3 = \frac{Mk}{Wk_3}$$

$$\tau_3 = \frac{Mk}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3'^3}$$

$$\tau_3 = \frac{7\,743\,000}{\frac{\pi}{16} \cdot 164,7^3}$$

$$\tau_3 = 8,827 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kritické místo 3:

$$\sigma_{RED3} = \sqrt{(\alpha_{\sigma3} \cdot \sigma_{o3})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau3} \cdot \tau_3)^2}$$
$$\sigma_{RED3} = \sqrt{(1,8 \cdot 37,21)^2 + 3 \cdot (3,406 \cdot 8,827)^2}$$
$$\sigma_{RED3} = 84,84 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 3:

$$k_{s3} = \frac{R_e}{\sigma_{RED3}}$$

$$k_{s3} = \frac{295}{84,84}$$

$$k_{s3} = 3,48 \geq 1,5$$



4. Kritické místo:

Ohybový moment pro kritické místo 4:

$$Mo_4 = R_{By} \cdot 0,2735 - F \cdot 0,09$$

$$Mo_4 = 88\,947,5 \cdot 0,2735 - 177\,895 \cdot 0,09$$

$$Mo_4 = 8\,316,591 \text{ Nm}$$

Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu pro kritické místo 4:

$$\frac{R}{d} = \frac{40}{150} = 0,267$$

$$\Rightarrow \alpha_{\sigma4} = 1,4; \alpha_{\tau4} = 1,2$$

$$\frac{D}{d} = \frac{180}{150} = 1,2$$

Napětí v ohybu pro místo 4:

$$\sigma_{o4} = \frac{Mo_4}{Wo_4}$$

$$\sigma_{o4} = \frac{Mo_4}{\frac{\pi}{32} \cdot d_4^3}$$

$$\sigma_{o4} = \frac{8\,316\,591}{\frac{\pi}{32} \cdot 180^3}$$

$$\sigma_{o4} = 14,525 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu pro kritické místo 4:

$$\tau_4 = \frac{Mk}{Wk_4}$$

$$\tau_4 = \frac{Mk}{\frac{\pi}{16} \cdot d_4^3}$$

$$\tau_4 = \frac{7\,743\,000}{\frac{\pi}{16} \cdot 180^3}$$

$$\tau_4 = 6,76 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kritické místo 4:

$$\sigma_{RED4} = \sqrt{(\alpha_{o4} \cdot \sigma_o)^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau4} \cdot \tau_4)^2}$$

$$\sigma_{RED4} = \sqrt{(1,4 \cdot 14,525)^2 + 3 \cdot (1,2 \cdot 6,76)^2}$$

$$\sigma_{RED4} = 24,717 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 4:

$$ks_4 = \frac{Re}{\sigma_{RED4}}$$

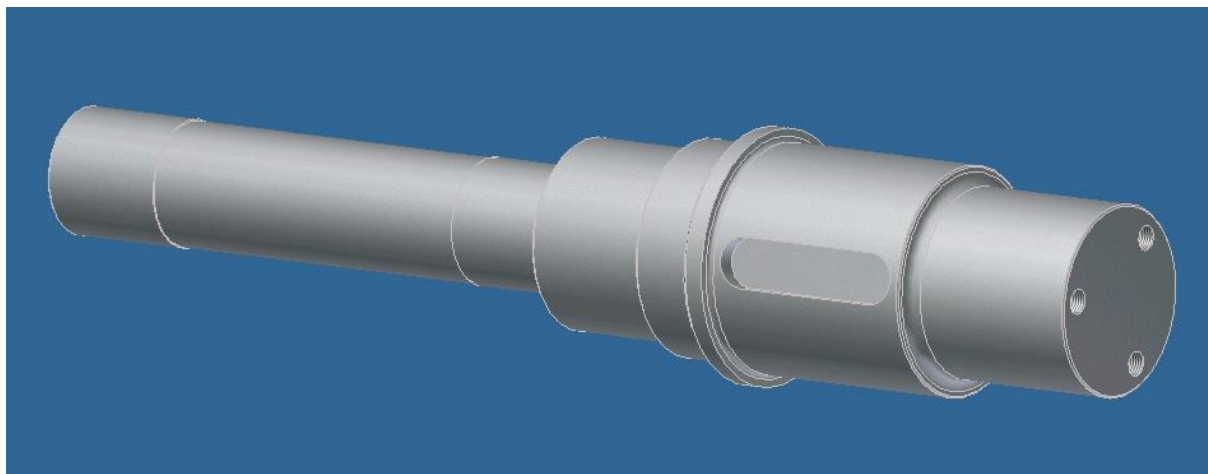
$$ks_4 = \frac{295}{24,717}$$

$$ks_4 = 11,94 \geq 1,5$$

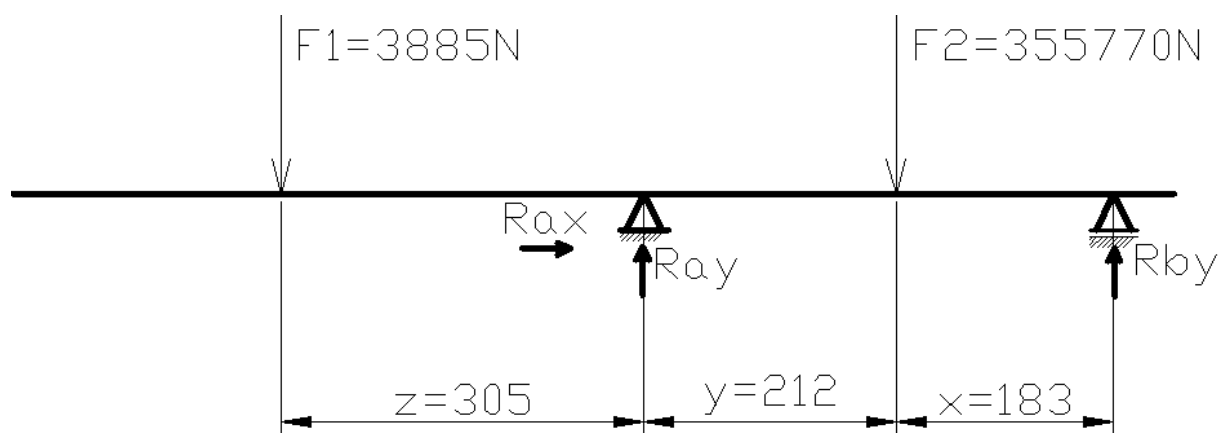


Hnaná hřídel vyhověla pevnostně ve všech kritických místech. U všech těchto míst byla výsledná bezpečnost větší. Nejvyšší namáhání jak je patrné z grafu bylo v náboji hřídele.

5.3 Kontrola hnací hřídele:



Určení reakcí na hřídeli:



$$\sum F_x = 0$$

$$R_{ax} = 53\,366\text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - F_1 - F_2 = 0$$

$$\sum M_i = 0$$

$$-F_2 \cdot x + R_{ay} \cdot (x + y) - F_1 \cdot (x + y + z) = 0 \Rightarrow R_{ay} = \frac{F_1 \cdot (x + y + z) + F_2 \cdot x}{x + y}$$

$$R_{ay} = \frac{3885 \cdot (0,183 + 0,212 + 0,305) + 355\,770 \cdot 0,183}{0,183 + 0,212}$$

$$R_{ay} = 171\,710\text{ N}$$

Zpětným dosazením reakce R_{ay} do rovnice 2 dostáváme reakci R_{by} .

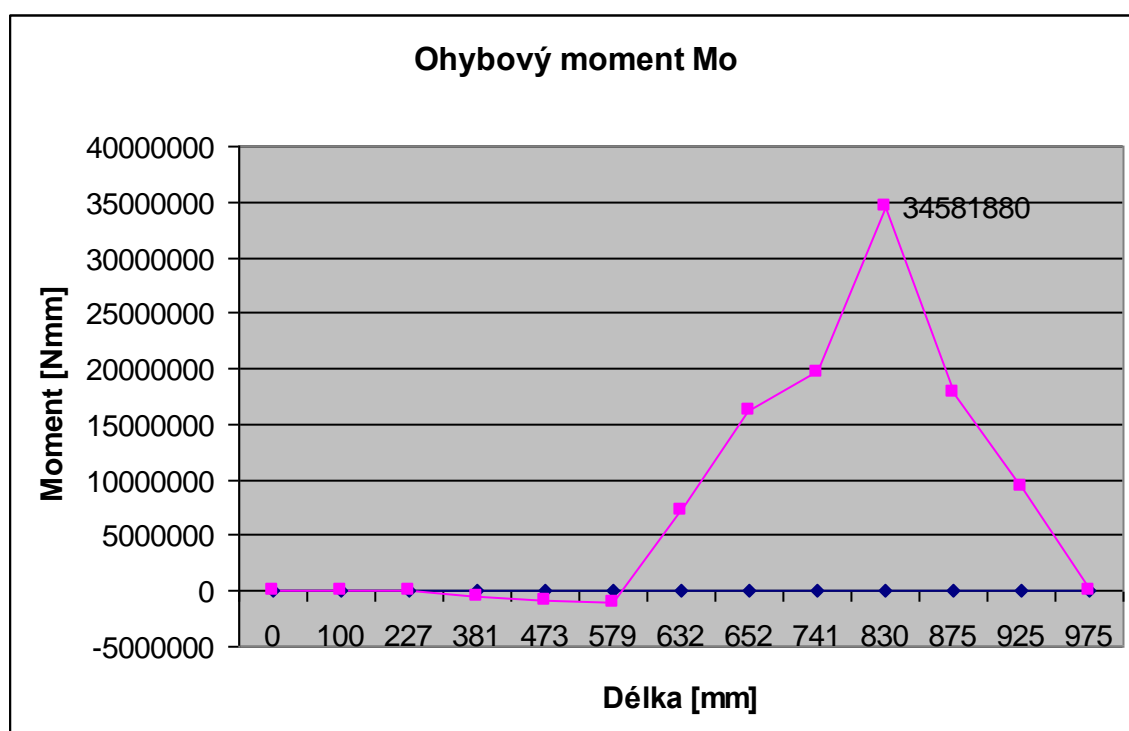
Reakce pro hnací hřídel:

$$R_{ax} = 53\,366\,N$$

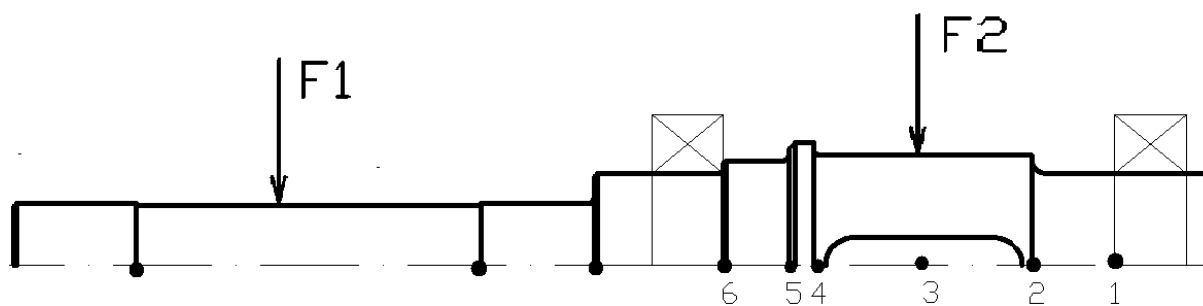
$$R_{ay} = 171\,710\,N$$

$$R_{by} = 187\,945\,N$$

Průběh ohybového momentu hnací hřídele:



Kontrola kritických míst na hnací hřídeli:



1. Kritické místo:

Ohybový moment pro kritické místo 1:

$$Mo_1 = R_{By} \cdot 0,05$$

$$Mo_1 = 187\,945 \cdot 0,05$$

$$Mo_1 = 9397 \text{ Nm}$$

Napětí v ohybu pro místo 1:

$$\sigma_{o_1} = \frac{Mo_1}{Wo_1}$$

$$\sigma_{o_1} = \frac{Mo_1}{\frac{\pi}{32} \cdot d_1^3}$$

$$\sigma_{o_1} = \frac{9\,397\,250}{\frac{\pi}{32} \cdot 150^3}$$

$$\sigma_{o_1} = 28,361 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 1:

$$ks_1 = \frac{Re}{\sigma_{o_1}}$$

$$ks_1 = \frac{550}{28,361}$$

$$ks_1 = 19,4 \geq 1,5$$



2. Kritické místo:

Ohybový moment pro kritické místo 2:

$$Mo_2 = R_{By} \cdot 0,095$$

$$Mo_2 = 187\,945 \cdot 0,095$$

$$Mo_2 = 17\,854,775 \text{ Nm}$$

Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu pro kritické místo 2

$$\frac{R}{d} = \frac{10}{150} = 0,067$$

$$\Rightarrow \alpha_{o_9} = 1,7$$

$$\frac{D}{d} = \frac{180}{150} = 1,2$$

Napětí v ohybu pro místo 2:

$$\sigma_{o_2} = \frac{Mo_2}{Wo_2}$$

$$\sigma_{o_2} = \frac{Mo_2}{\frac{\pi}{32} \cdot d_2^3}$$

$$\sigma_{o_2} = \frac{17\,854\,775}{\frac{\pi}{32} \cdot 150^3}$$

$$\sigma_{o_2} = 53,887 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 2:

$$ks_2 = \frac{Re}{\sigma_{o_2} \cdot \alpha_{o_2}}$$

$$ks_2 = \frac{550}{28,361 \cdot 1,7}$$

$$ks_2 = 11,4 \geq 1,5$$



splněno

3. Kritické místo:

Ohybový moment pro kritické místo 3:

$$Mo_3 = R_{By} \cdot 0,184$$

$$Mo_3 = 187\,945 \cdot 0,184$$

$$Mo_3 = 34\,581,88 \text{ Nm}$$

Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu pro kritické místo 3:

$$\alpha_{\tau_3} = 2 + 0,05 \cdot \frac{b}{\rho}$$

$$\alpha_{\tau_3} = 2 + 0,05 \cdot \frac{45}{1,6}$$

$$\alpha_{\tau_3} = 3,406$$

$$\alpha_{\sigma_3} = 1,8 \dots \dots \text{volím}$$

Napětí v ohybu pro místo 3:

$$\sigma_3 = \frac{M_{o_3}}{W_{o_3}}$$

$$\sigma_3 = \frac{M_{o_3}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_8'^3}$$

$$\sigma_3 = \frac{34\,581\,880}{\frac{\pi}{32} \cdot 164,7^3}$$

$$\sigma_3 = 78,8 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu pro kritické místo 3:

$$\tau_3 = \frac{M_k}{W_{k_3}}$$

$$\tau_3 = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3'^3}$$

$$\tau_3 = \frac{7\,743\,000}{\frac{\pi}{16} \cdot 164,7^3}$$

$$\tau_3 = 8,827 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kritické místo 3:

$$\sigma_{RED3} = \sqrt{(\alpha_{o_3} \cdot \sigma_3)^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau_3} \cdot \tau_3)^2}$$

$$\sigma_{RED3} = \sqrt{(1,8 \cdot 78,8)^2 + 3 \cdot (3,406 \cdot 8,827)^2}$$

$$\sigma_{RED3} = 151,097 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 3:

$$ks_3 = \frac{Re}{\sigma_{RED3}}$$

$$ks_3 = \frac{550}{151,097}$$

$$ks_3 = 3,64 \geq 1,5$$



4. Kritické místo:

Ohybový moment pro kritické místo 4:

$$Mo_4 = R_{By} \cdot 0,273 - F_2 \cdot 0,089$$

$$Mo_4 = 187\,945 \cdot 0,273 - 355\,770 \cdot 0,089$$

$$Mo_4 = 19\,645,455 \text{ Nm}$$

Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu pro kritické místo 4:

$$\frac{R}{d} = \frac{5}{170} = 0,029$$

$$\Rightarrow \alpha_{\sigma 4} = 2,2; \alpha_{\tau 4} = 1,75$$

$$\frac{D}{d} = \frac{200}{170} = 1,18$$

Napětí v ohybu pro místo 4:

$$\sigma_{o4} = \frac{Mo_4}{Wo_4}$$

$$\sigma_{o4} = \frac{Mo_4}{\frac{\pi}{32} \cdot d_4^3}$$

$$\sigma_{o4} = \frac{19\,645\,455}{\frac{\pi}{32} \cdot 170^3}$$

$$\sigma_{o4} = 40,73 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu pro kritické místo 4:

$$\tau_4 = \frac{Mk}{Wk_4}$$

$$\tau_4 = \frac{Mk}{\frac{\pi}{16} \cdot d_4^3}$$

$$\tau_4 = \frac{7\,743\,000}{\frac{\pi}{16} \cdot 170^3}$$

$$\tau_4 = 8,027 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kritické místo 4:

$$\sigma_{RED4} = \sqrt{(\alpha_{o4} \cdot \sigma_{o4})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau4} \cdot \tau_4)^2}$$

$$\sigma_{RED4} = \sqrt{(2,2 \cdot 40,73)^2 + 3 \cdot (1,75 \cdot 8,027)^2}$$

$$\sigma_{RED4} = 92,85 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 4:

$$k_{S4} = \frac{R_e}{\sigma_{RED4}}$$

$$k_{S4} = \frac{550}{92,85}$$

$$k_{S4} = 5,92 \geq 1,5$$

**5. Kritické místo:****Ohybový moment pro kritické místo 5:**

$$Mo_5 = R_{By} \cdot 0,293 - F_2 \cdot 0,109$$

$$Mo_5 = 187\,945 \cdot 0,293 - 355\,770 \cdot 0,109$$

$$Mo_5 = 16\,288,955 \text{ Nm}$$

Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu pro kritické místo 5:

$$\frac{R}{d} = \frac{4}{180} = 0,022$$

$$\Rightarrow \alpha_{\sigma 5} = 2,6; \alpha_{\tau 5} = 1,4$$

$$\frac{D}{d} = \frac{200}{180} = 1,11$$

Napětí v ohybu pro místo 5:

$$\sigma_{o_5} = \frac{M_{o_5}}{W_{o_5}}$$

$$\sigma_{o_5} = \frac{M_{o_5}}{\frac{\pi}{32} \cdot d_5^3}$$

$$\sigma_{o_5} = \frac{16\,288\,955}{\frac{\pi}{32} \cdot 180^3}$$

$$\sigma_{o_5} = 28,45 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu pro kritické místo 5:

$$\tau_5 = \frac{M_k}{W_{k_5}}$$

$$\tau_5 = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \cdot d_5^3}$$

$$\tau_5 = \frac{7\,743\,000}{\frac{\pi}{16} \cdot 180^3}$$

$$\tau_5 = 6,762 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kritické místo 5:

$$\sigma_{RED5} = \sqrt{(\alpha_{o_5} \cdot \sigma_{o_5})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau_5} \cdot \tau_5)^2}$$

$$\sigma_{RED5} = \sqrt{(2,6 \cdot 28,45)^2 + 3 \cdot (1,4 \cdot 6,762)^2}$$

$$\sigma_{RED5} = 75,766 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 5:

$$k_{s_5} = \frac{R_e}{\sigma_{RED5}}$$

$$k_{s_5} = \frac{550}{75,766}$$

$$k_{s_5} = 7,26 \geq 1,5$$



6. kritické místo:

Ohybový moment pro kritické místo 6:

$$Mo_5 = R_{By} \cdot 0,293 - F_2 \cdot 0,109$$

$$Mo_5 = 187\,945 \cdot 0,3465 - 355\,770 \cdot 0,1625$$

$$Mo_5 = 7\,310,175 \text{ Nm}$$

Součinitel koncentrace napětí konstrukčního vrubu pro kritické místo 6:

$$\frac{R}{d} = \frac{5}{170} = 0,029$$

$$\Rightarrow \alpha_{o6} = 2,7; \alpha_{\tau6} = 1,8$$

$$\frac{D}{d} = \frac{200}{170} = 1,18$$

Napětí v ohybu pro místo 6:

$$\sigma_{o6} = \frac{Mo_6}{Wo_6}$$

$$\sigma_{o6} = \frac{Mo_6}{\frac{\pi}{32} \cdot d_6^3}$$

$$\sigma_{o6} = \frac{7\,310\,318}{\frac{\pi}{32} \cdot 170^3}$$

$$\sigma_{o6} = 15,156 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu pro kritické místo 6:

$$\tau_6 = \frac{Mk}{Wk_6}$$

$$\tau_6 = \frac{Mk}{\frac{\pi}{16} \cdot d_6^3}$$

$$\tau_6 = \frac{7\,743\,000}{\frac{\pi}{16} \cdot 170^3}$$

$$\tau_6 = 8,027 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kritické místo 6:

$$\begin{aligned}\sigma_{RED6} &= \sqrt{(\alpha_{\sigma 6} \cdot \sigma_6)^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau 6} \cdot \tau_6)^2} \\ \sigma_{RED6} &= \sqrt{(2,7 \cdot 15,156)^2 + 3 \cdot (1,8 \cdot 8,027)^2} \\ \sigma_{RED6} &= 47,967 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Výsledná bezpečnost pro místo 6:

$$ks_6 = \frac{Re}{\sigma_{RED5}}$$

$$ks_6 = \frac{550}{47,967}$$

$$ks_6 = 11,47 \geq 1,5$$



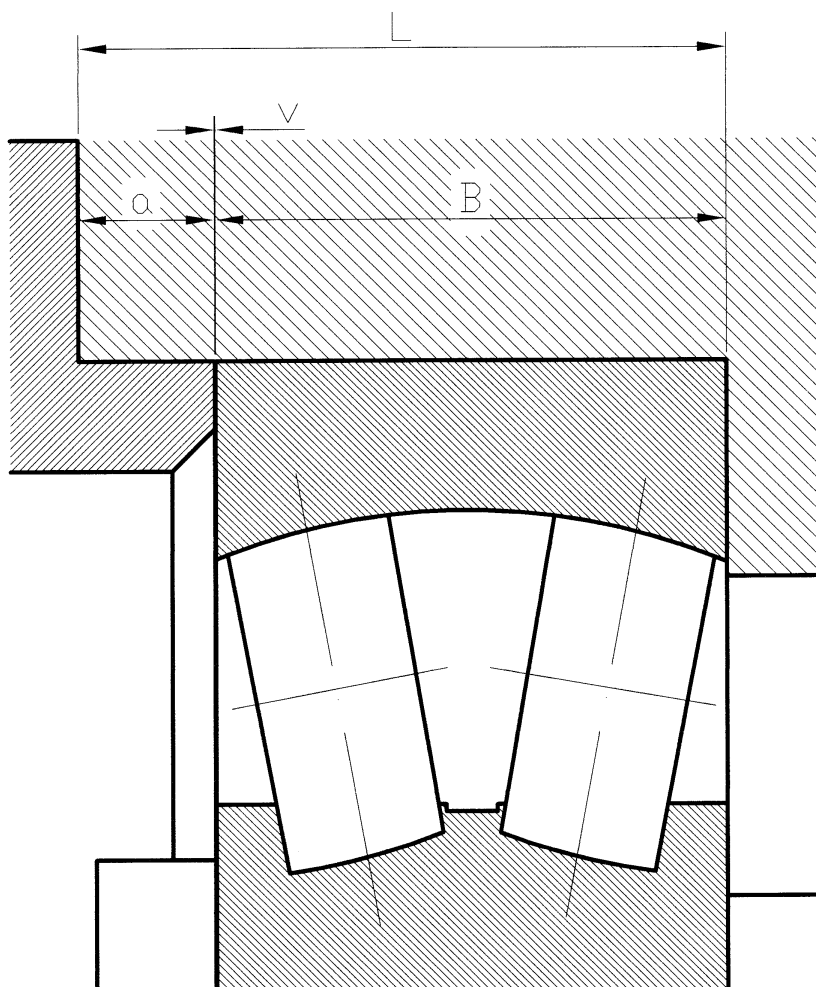
splněno

Hnací hřídel vyhověla pevnostně ve všech kritických místech. U všech těchto míst byla výsledná bezpečnost větší. Nejvyšší namáhání jak je patrné z grafu bylo v náboji hřídele.

6. Návrh těsnících víček:

6.1 Rozměrový obvod neprůchozího víčka:

1. Schéma rozměrového obvodu:



2. Rozměry všech členů:

$$B = 100_{-0,25}^0$$

$$L = 110_0^{+0,2}$$

$$v = 0_{+0,1}^{+0,7}$$

$$a = ?$$

3. Tolerance hledaného členu:

- uzavírací člen volím vůli

$$T_v = T_L + T_B + T_a$$

$$T_a = T_v - T_L - T_B$$

$$T_a = 0,6 - 0,2 - 0,25$$

$$T_a = 0,15$$

4. Stanovení jmenovitého rozměru hledaného členu:

$$v = L - B - a$$

$$a = L - B - v$$

$$a = 110 - 100 - 0$$

$$a = 10 \text{ mm}$$

5. Stanovení mezních rozměrů hledaného členu:

$$v_{\max} = L_{\max} - B_{\min} - a_{\min}$$

$$a_{\min} = L_{\max} - B_{\min} - v_{\max}$$

$$a_{\min} = 110,2 - 99,75 - 0,7$$

$$a_{\min} = 9,75$$

$$v_{\min} = L_{\min} - B_{\max} - a_{\max}$$

$$a_{\max} = L_{\min} - B_{\max} - v_{\min}$$

$$a_{\max} = 110 - 100 - 0,1$$

$$a_{\max} = 9,9$$

6. Kontrola tolerance:

$$T_a = |a_{\max} - a_{\min}|$$

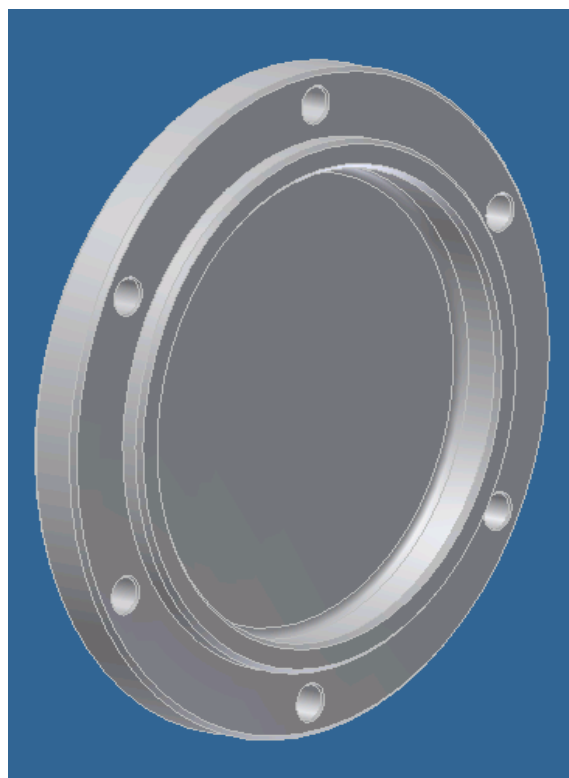
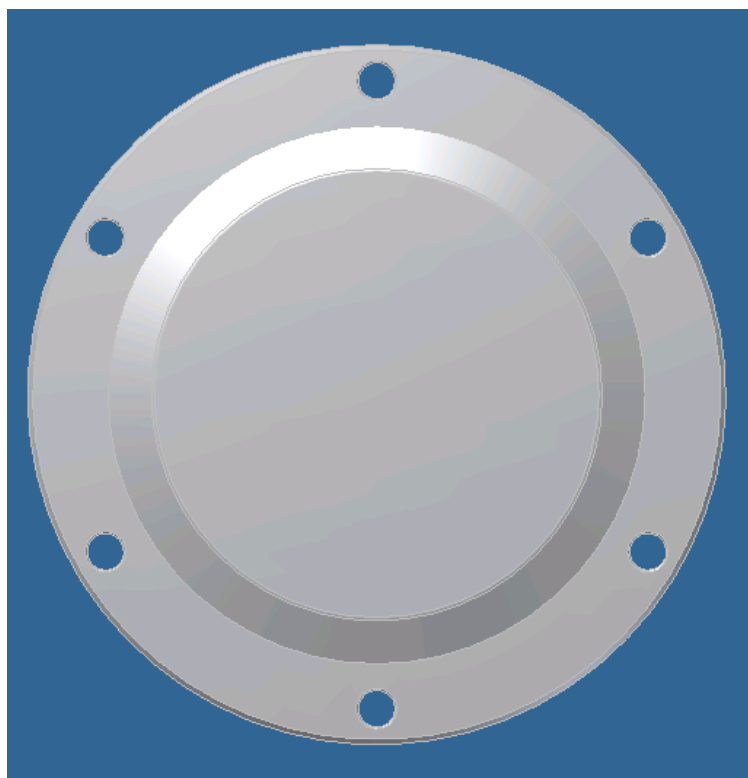
$$T_a = |9,9 - 9,75|$$

$$T_a = 0,15$$

7. Hotový rozměr:

$$a = 10_{-0,25}^{-0,1}$$

- víčka jsou modelovány v programu *Inventor Professional 2009* od firmy Autodesk



6.2 Rozměrový obvod průchozího víčka:

1. Rozměry všech členů:

$$B = 100_{-0,25}^0$$

$$L = 108_0^{+0,2}$$

$$v = 0_{+0,1}^{+0,7}$$

$$a = ?$$

2. Tolerance hledaného členu:

- uzavírací člen volím vůli

$$T_v = T_L + T_B + T_a$$

$$T_a = T_v - T_L - T_B$$

$$T_a = 0,6 - 0,2 - 0,25$$

$$T_a = 0,15$$

3. Stanovení jmenovitého rozměru hledaného členu:

$$v = L - B - a$$

$$a = L - B - v$$

$$a = 108 - 100 - 0$$

$$a = 8 \text{ mm}$$

4. Stanovení mezních rozměrů hledaného členu:

$$v_{\max} = L_{\max} - B_{\min} - a_{\min}$$

$$a_{\min} = L_{\max} - B_{\min} - v_{\max}$$

$$a_{\min} = 108,2 - 99,75 - 0,7$$

$$a_{\min} = 7,75$$

$$v_{\min} = L_{\min} - B_{\max} - a_{\max}$$

$$a_{\max} = L_{\min} - B_{\max} - v_{\min}$$

$$a_{\max} = 108 - 100 - 0,1$$

$$a_{\max} = 7,9$$

5. *Kontrola tolerance:*

$$T_a = |a_{\max} - a_{\min}|$$

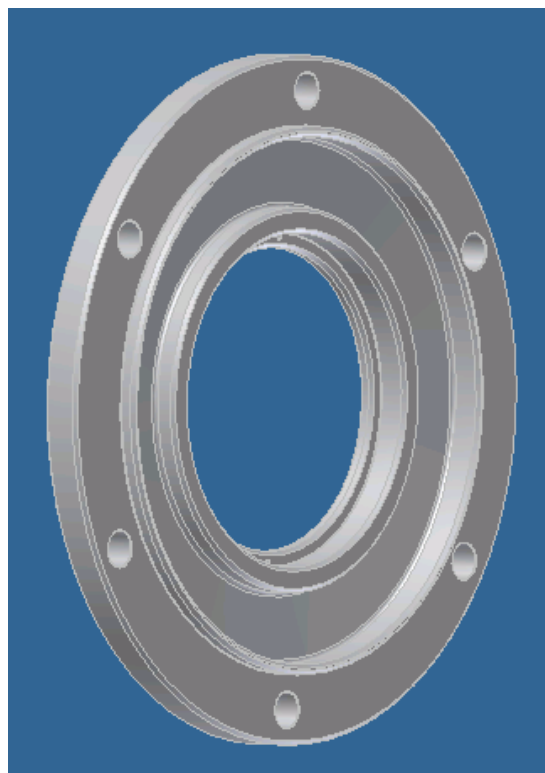
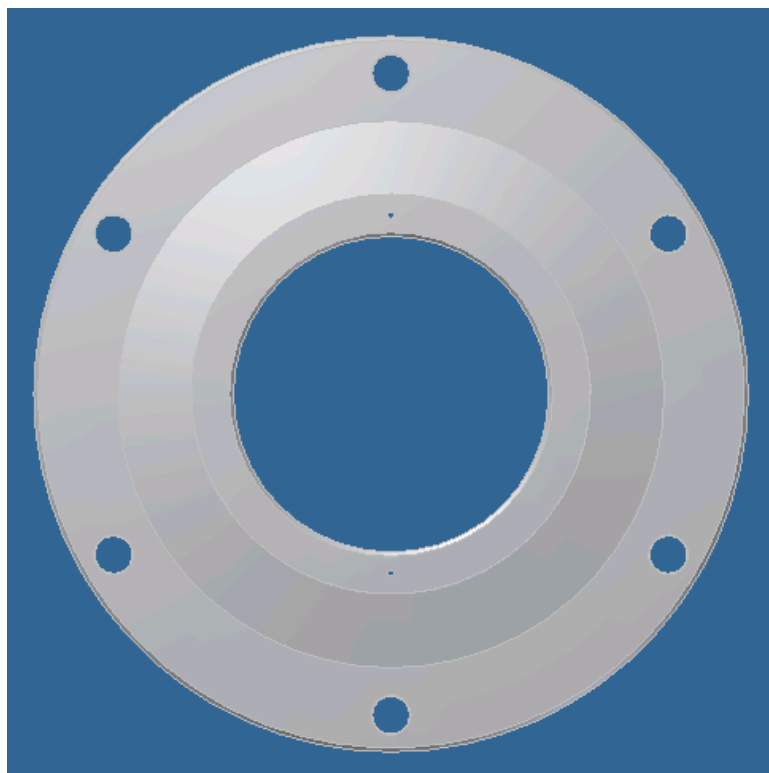
$$T_a = |7,9 - 7,75|$$

$$T_a = 0,15$$

6. *Hotový rozměr:*

$$a = 8_{-0,25}^{-0,1}$$

- *víčka jsou modelovány v programu Inventor Professional 2009 od firmy Autodesk*



7. Zhodnocení:

Tato práce byla nejtěžší v první úvaze kdy jsme museli zhodnotit kde síly působí a v jakém poměru. Po této úvaze už stačilo jen určit reakce, od kterých se pak odvíjel celý pevnostní a kontrolní výpočet.

Při kontrole ložiska jsem zjistili, že ložisko je mírně předimenzované a proto vydrží. U výpočtu nového ložiska na požadovanou vyšší životnost jsem zvolil dva druhy ložisek. Jeden s vyšší dynamickou únosností pro podvozek hnací, který byl více zatížen. Druhý pro podvozek hnaný, zatížený zhruba polovičně ložiska o třídu menší. Výsledkem je ušetření finančních prostředků.

U kontroly hřídele jsem určil ohybový moment po celé délce hřídele a zjistil největší namáhání. Kolem tohoto místa určil kritické místa a vypočítal pro ně bezpečnost. Takto jsem postupoval u obou hřídelí, jak hnací tak hnané. Žádné z těchto kritických míst nepřekročilo mnou zvolený koeficient bezpečnosti a tak mohu v závěru říci, že obě hřídele pevnostně vydrží.

V návrhu těsnících víček jsem vypočítal rozměrové obvody, abych určil velikost a toleranci víček. Víčka jsem navrhoval s přihlédnutím na stávající konstrukci.

Výsledkem mohu říci, že stávající navržený systém v ohledu na mnou kontrolované prvky je dobře navržen a pracuje. Tudíž, že není nutné do něj nějak zasahovat a něco měnit.

8. Seznam použité literatury:

[1] – Jeřábek, K. – Helebrant, F. – Jurman, J. – Voštová, V. *Stroje pro zemní práce, silniční stroje*; Ostrava: Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava, 1995. 464s.

[2] – Kaláb, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části pohonů strojů*; Ostrava: Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava, 2008. 128s. ISBN 978-80-248-1860-3

[3] – Obrázek ložiska [online] c2007, [2009-07-14]
http://zbozi.arkov.cz/pictures/wm/40/40_0900f01.gif

[4] – N35
<<http://www.unex.cz/cs/produkty-a-sluzby/tezke-strojirenstvi/produkty-a-sluzby-tezke/tezebni-zarizeni/skladkove/n-35.html>>

[5] – Katalog soudečkových ložisek [online] c2007, [2009-07-14]; 777s.
<http://arkov.cz/katalogy/1/6000_CS_06_soudeckova_loziska.pdf>

[6] – Obrázek portálového korečkového naběrače N2000
<http://www.unex.cz/cs/produkty-a-sluzby/tezke-strojirenstvi/produkty-a-sluzby-tezke/tezebni-zarizeni/skladkove/n-2000.html>

[7] – Obrázek Poloportálového shrnovače [online] c2007, [2009-07-14]
http://www.flsmidthminerals.com/NR/rdonlyres/A5CC1C17-FFD6-4B57-9718-A8CEDE482DE2/32464/BucketChain_Excavator.jpg

[8] – Obrázek portálového naběrače [online] c2007, [2009-07-14]
<http://www.flsmidthminerals.com/NR/rdonlyres/C616D74E-ED2E-48AA-8571-F4CD996AF08F/32467/PortalScraper.jpg>

[9] – Obrázek kolesového korečkového naběrače [online] c2007, [2009-07-14]
http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/stacker-reclaimer-380640.jpg

[10] – Leinveber, J. – Vávra, P. *Strojnické tabulky (Třetí doplněné vydání)*; 914s. ISBN 80-7361-033-7

9. Přílohy:

Průchozí víčko	SB3KSZ01 – 03 – 01
Neprůchozí víčko	SB3KSZ01 – 03 – 02
Hnací hřídel	SB3KSZ01 – 02 – 03
Hnaná hřídel	SB3KSZ01 – 03 – 04
Sestava	SB3KSZ01 – 01 – 05
Kusovník	SB3KSZ01 – 03 – 06K